

УДК 621.941 – 229:531.7

Стійкість процесу поздовжнього точіння з урахуванням контактної взаємодії заготовки та інструмента

Петришин А.І.; Данильченко М.А.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація. Проведено моделювання діаграми стійкості процесу поздовжнього точіння з урахуванням контактної взаємодії заготовки та інструмента. Моделювання базується на використанні динамічної моделі токарного верстату як замкненої механічної коливної системи, що складається з підсистем заготовки, шпинделя з патроном і супорта з інструментом. Контактна взаємодія заготовки та інструменту в моделі враховується додатковим пружним зв'язком з жорсткістю, що відповідає жорсткості різання. Таке представлення контактної взаємодії дозволяє враховувати вплив зміни положення інструменту відносно заготовки в процесі обробки на зміну частот власних коливань системи, та зон вібростійкого різання. Наведено приклад моделювання діаграми стійкості і передавальних функцій розімкненої динамічної системи без та з врахуванням відставання сили різання від товщини зрізу для різних частот обертання заготовки

Ключові слова: поздовжнє точіння; динамічна модель; жорсткість різання; передавальна функція; діаграма стійкості

Одним з факторів, що стримує зростання продуктивності, підвищення якості оброблюваної поверхні а також спричиняє зменшення стійкості інструмента при механічному обробленні різанням є вібрації. Вібрації, що виникають у процесі різання, вважають результатом вимушених коливань або автоколивань, що утворюються в пружній технологічній обробній системі (ТОС) [1, 2]. Ці коливання можуть спричинити втрату стійкості процесу різання і тому потребують врахування їх негативної дії як на стадії експлуатації, так і проектування ТОС.

Основною причиною нестійкості різання вважається обробка по попередньому хвилястому сліду з виникненням так званих «регенеративних коливань», рис.1, [1]. Прогнозування стійкості процесу різання проводиться по діаграмам стійкості, побудованих із використанням дійсної частини $G(\omega)$ динамічної передавальної функції $\Phi(\omega)$ пружної системи ТОС.

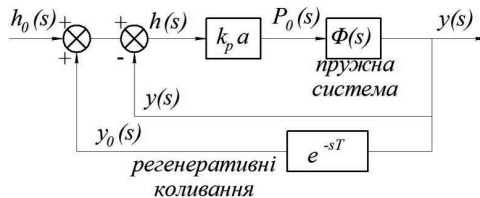


Рис. 1. Блок-схема динамічної моделі виникнення регенеративних коливань

Сила різання $P_0(s)$ збудує пружну систему ТОС і генерує коливання $y(s)$, рис. 1:

$$y(s) = P_0(s) \cdot \Phi(s) = k_p \cdot a \cdot h(s) \cdot \Phi(s) \quad (1)$$

Відповідно до рис. 1 характеристичне рівняння, що визначає умову вібростійкості ТОС має вигляд в операторній формі:

$$1 + (1 - e^{-sT}) k_p \cdot a \cdot \Phi(s) = 0, \quad (2)$$

або в частотній формі:

$$1 + (1 - e^{-j\omega t}) k_p \cdot a_{\text{lim}} \cdot \Phi(\omega) = 0, \text{ де } \Phi(\omega) = G(\omega) + jH(\omega) \quad (3)$$

Значення $G(\omega)$ насамперед визначається жорсткостями систем заготовки та інструменту та їх можливими змінами в процесі оброблення. Однією з причин таких змін при поздовжньому точінні є зміщення точки контактної взаємодії різця з заготовкою, що проявляється у зміні частот власних коливань ТОС [3]. В свою чергу зміна жорсткості призводить до суттєвих змін зон вібростійкого різання [4].

Моделювання діаграм стійкості базується на використанні динамічної моделі токарного верстату [3] з додатковим урахуванням відставання сили різання від товщини різізу.

Динамічна модель пружної системи токарного верстата подана у вигляді замкненої механічної коливальної системи, що складається з підсистем заготовки 1 (індекс $s=1$), шпинделя 2 з патроном (індекс $s=2$) і супорта 3 з інструментом (індекс $s=3$). Розрахункова схема цієї системи подана на рис. 2.

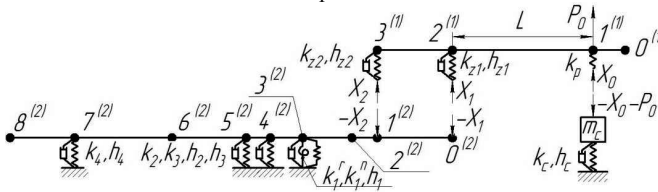


Рис. 2. Динамічна модель пружної системи токарного верстата з урахуванням контактної взаємодії заготовки та інструмента:

X_j - амплітуди реакцій відкинутих зв'язків, $j=0,1,2$; P_0 - амплітуда гармонічної складової сили різання; k_{z1} , k_{z2} та h_{z1} , h_{z2} - жорсткості закріплення та коефіцієнти демпфювання заготовки в патроні; k_1 , k_2 , k_3 , k_4 та h_1 , h_2 , h_3 , h_4 - жорсткості та коефіцієнти демпфювання опор шпинделя; m_7 - приведена до різцетримача маса супорта; k_c та h_c - приведена жорсткість та коефіцієнт демпфювання супорта; k_p - жорсткість різання; X_j - реакції в точках розмикання підсистем, $i=0,1,2$; L - відстань від точки контакту інструменту та заготовки до патрона

Основою математичної моделі динаміки пружної системи верстата є система рівнянь сумісності деформацій в точках відокремлення підсистем [3], на підставі яких визначаються амплітуди реакцій відкинутих зв'язків X_j , а потім амплітуди пружних зміщень заготовки $y_1^{(1)}$ та інструмента $y_c^{(3)}$ в зоні різання і, відповідно - динамічна передавальна функції $\Phi(\omega)$ пружної системи:

$$y = y_1^{(1)} - y_c^{(3)} = (\alpha_{11}^{(1)} + \alpha_c^{(3)}) \cdot (X_0 + P_0) + \alpha_{12}^{(1)} \cdot X_1 + \alpha_{13}^{(1)} \cdot X_2, \quad (4)$$

$$\Phi(\omega) = \frac{y}{P_0}. \quad (5)$$

де $\alpha_j^{(s)}$ - гармонічні коефіцієнти впливу підсистем s , а саме амплітуди переміщення в i -ій точці від одиничної гармонічної сили, прикладеної в j -ій точці; $\alpha_c^{(3)}$ - динамічна податливість підсистеми інструменту.

Передавальні функції розмікненої системи без та з врахуванням запізнення визначаються за методикою [5].

Результати моделювання стійкості процесу поздовжнього точіння консольно-закріпленої заготовки діаметром 25 мм з виставом 120 мм подано на рис. 3 і 4. Глибина різання $h_0 = 3$ мм. Контактна взаємодія заготовки та інструменту враховується введенням додаткової жорсткості k_p у точці їх контакту ($k_p=0.404$ Н/мкм) [3]. На рис. 3 представлено передавальні функції розмікненої динамічної системи токарного верстата без врахуванням

відставання сили різання від товщини зрізу (рис. 3,а) та з врахуванням цього відставання для двох різних частот обертання при розміщенні різця на відстанях $L=60$ мм і $L=80$ мм від торця патрону. На рис. 4 представлено діаграму стійкості, змодельовану за методикою [1] для цих же умов.

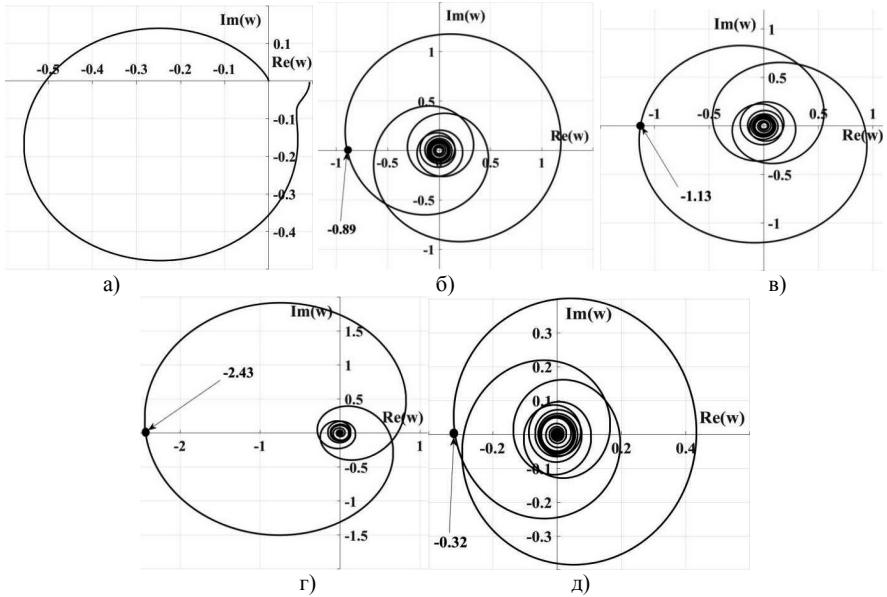


Рис. 3. Передавальні функції: а) розімкненої системи; б) розімкненої системи з врахуванням запінення при $n_{min}=1800$ об/хв та відстані інструменту від торця заготовки $L=60$ мм (точка 1); в) розімкненої системи з врахуванням запінення при $n_{min}=2000$ об/хв та відстані інструменту від торця заготовки $L=60$ мм (точка 2); г) розімкненої системи з врахуванням запінення при $n_{min}=1800$ об/хв та відстані інструменту від торця заготовки $L=80$ мм (точка 3) д) розімкненої системи з врахуванням запінення при $n_{min}=2000$ об/хв та відстані інструменту від торця заготовки $L=80$ мм (точка 4)

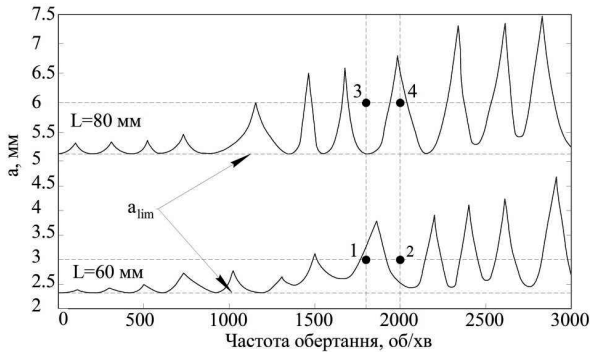


Рис. 1 – Діаграми стійкості: точки 1 і 4 – стійке різання; точки 2 і 3 – різання із значними вібраціями

Результати моделювання підтверджують адекватність розробленої динамічної моделі пружної системи токарного верстата з урахуванням контактної взаємодії заготовки та інструмента, оскільки отримані за її допомогою передавальні функції і діаграма стійкості однаково характеризують динамічний стан пружної системи верстата в процесі обробки.

Stability of the axial turning process considering contact interaction of the tool and the workpiece

Petryshyn A., Danylchenko M.

***Abstract.** Modeling of the lobed stability chart of axial turning process considering contact interaction of the tool and the workpiece has been performed. Modeling based on lathe dynamic model, as closed-loop mechanical vibratory system. Mechanical system consist of workpiece, spindle with a cartridge and sliding carriage with a tool. Contact interactions of the tool and the workpiece have been taken into account as additional elastic joint in a model. This additional joint has a stiffness, which corresponds with cutting stiffness. Such representation of the contact interaction allows taking into account influence of the tool position variation relative to the workpiece in the machining process on system natural frequencies variation and vibration-resistant cutting zones. An example of lobed stability chart and open-loop dynamic system transfer functions modeling has been given. Transfer functions of the dynamic system were modeled with and without consideration of the cutting force lag relative to the chip width for different rotation frequencies of the workpiece.*

***Keywords:** axial turning, dynamic model, cutting stiffness, transfer function, lobed stability chart.*

Устойчивость процесса продольного точения с учетом контактного взаимодействия заготовки и инструмента

Петришин А.И.; Данильченко М.А.

***Аннотация.** Проведено моделювання діаграми устойчивости процесса продольного точения с учетом контактного взаимодействия заготовки и инструмента. Моделирование базируется на использовании динамической модели токарного станка как замкнутой механической колебательной системы, состоящей из подсистем заготовки, шпинделя с патроном и суппорта с инструментом. Контактное взаимодействие заготовки и инструмента в модели учитывается дополнительной упругой связью с жесткостью, соответствующей жесткости резания. Такое представление контактного взаимодействия позволяет учитывать влияние изменения положения инструмента относительно заготовки в процессе обработки на изменение частот собственных колебаний системы, и зон виброустойчивого резания. Приведен пример моделирования диаграммы устойчивости и передаточных функций разомкнутой динамической системы без и с учетом отставания силы резания от толщины среза для различных частот вращения заготовки*
***Ключевые слова:** продольное точение; динамическая модель; жесткость резания; передаточная функция; диаграмма устойчивости*

Список літератури

1. Altintas Y. Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design / Altintas., 2012. – 382 p.
2. Stephenson, D.A. Metal cutting theory and practice. / D.A. Stephenson, J.S.Agiapiou. – CRC press, 2016, 931 p.
3. Данильченко М.А. Исследование влияния контактного взаимодействия заготовки и инструмента на динамические характеристики токарного станка / М.А. Данильченко, А.И. Петришин // Вісник НТУУ «КПІ», серія Машинобудування. - 2016. - №77. - С.140-146.
4. Zhang X.J. Milling stability analysis with simultaneously considering the structural mode coupling effect and regenerative effect / X. J. Zhang, C. H. Xiong, Y. Ding and others // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2012. – №53. – p. 127–140.
5. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.